

噪声的降低与隔离

下册

赵松龄 编著

ZAOSHENG DE JIANGDI YU GELI

同济大学出版社

TB 136

332668

2

噪声的降低与隔离

下 册

赵松龄 编著



同济大学出版社

内 容 提 要

本书详细论述了噪声控制的基本理论和措施。全书分上、下册出版。

上册：第一篇介绍噪声的基本性质，第二篇论述吸声结构和吸声处理；

下册：第三篇着重分析各类消声器，第四篇讨论隔声、隔振与减振以及阻尼材料等。

本书注意理论联系实际，从基本的声学原理出发，吸收国内外有关最新结论，结合同济大学声学研究所的研究成果，阐明噪声控制中的工程技术问题。

本书可作为声学专业和研究生的教材，也可供噪声控制工程技术人员参考。

DY62/02
责任编辑 陈全明

封面设计 王肖生

噪声的降低与隔离（下册）

赵松龄 编著

同济大学出版社出版

（上海四平路 1239 号）

新华书店上海发行所发行

同济大学印刷厂印刷

开本：787×1092 1/16 印张：15.625 字数：396 千字

1989 年 4 月第 1 版

1989 年 4 月第 1 次印刷

印数：1—2500

定价：3.20 元

ISBN 7-5608-0118-8/TB·4

目 录

第三篇 消声器..... (1)

第一章 阻性消声器..... (3)

§ 1-1 消声管道中声传播的近似分析	(3)
一、平面波假定和一维理论	(3)
二、消声系数与吸声系数的相关性	(5)
三、一维理论适用条件	(6)
§ 1-2 扁矩形消声管道中声传播的精确理论	(8)
一、二维理论基本关系式	(9)
二、二维理论在消声器设计中的应用	(11)
三、低频近似和高频近似	(19)
§ 1-3 气流对消声器消声性能的影响	(21)
一、存在气流时扁矩形消声管道中的声衰减	(21)
二、气流的再生噪声	(25)
三、片式消声器实用设计	(29)
§ 1-4 阻性消声器常用形式	(31)
一、矩形截面消声器	(31)
二、圆形截面消声器	(32)
三、折板形消声器	(32)
四、消声弯头	(33)
五、变截面消声管道	(35)
§ 1-5 采用阻性消声器时应注意事项	(36)
一、温度对消声器消声性能的影响	(37)
二、一些影响消声器消声性能的因素	(38)
三、阻性消声器结构设计	(40)
§ 1-6 消声器内气流的压力损失	(42)
一、摩擦压力损失	(42)
二、管道突然扩大处的局部阻力系数	(43)
三、管道突然收缩处的局部阻力系数	(44)
四、管道突然转弯处的局部阻力系数	(46)
五、滤网的局部阻力系数	(47)

第二章 抗性消声器..... (48)

§ 2-1 扩张式消声器	(49)
一、单节扩张式消声器	(49)
二、多节扩张式消声器	(51)
三、能有效消声的频率范围	(53)
四、实用扩张式消声器的设计要点	(54)

§ 2-2 共振式消声器	(55)
一、单节共振式消声器	(55)
二、多节共振式消声器	(58)
三、共振式消声器设计要点	(59)
§ 2-3 干涉式消声器	(60)
一、无源干涉式消声器	(60)
二、有源消声器	(61)
§ 2-4 抗性消声器消声性能的普遍分析方法	(63)
一、基本假设	(63)
二、状态矩阵与传递矩阵	(64)
三、内燃机排气系统等效电路	(67)
四、插入损失的计算	(68)
五、传声损失的计算	(69)
§ 2-5 存在气流时常声结构的传递矩阵	(71)
一、等截面管道的传递矩阵	(71)
二、管道截面突变处的传递矩阵	(73)
三、存在旁接支路时的传递矩阵	(75)
四、并联支路的传递矩阵	(77)
五、管口处的状态矩阵	(78)
§ 2-6 声传播问题的变分解法	(80)
一、波动方程的变分形式	(80)
二、变分问题的一般解法	(81)
三、用有限元法解声传播问题	(82)
§ 2-7 抗性消声器的总体设计	(84)
一、抗性消声器的消声性能的分析计算步骤	(84)
二、抗性消声器最优化设计	(87)
三、一些影响抗性消声器性能的因素	(89)

第三章 气流噪声与排空消声器..... (92)

§ 3-1 气流噪声发声机制	(92)
一、球形点声源的辐射	(93)
二、脉动气流噪声	(94)
三、涡旋噪声	(96)
四、冲击波噪声	(97)
五、气流与振动系统的相互作用	(98)
§ 3-2 内燃机排气噪声	(100)
一、内燃机工作原理	(100)
二、排气噪声的频率特性	(102)
三、排气噪声的噪声级	(103)
§ 3-3 管道噪声与阀门噪声	(104)
一、阻挡噪声与阀门噪声	(104)
二、格栅噪声	(106)
三、风机噪声	(108)
§ 3-4 喷注噪声	(110)
一、亚声速喷注	(111)

二、阻塞喷注和超声速喷注的噪声	(113)
三、控制喷注噪声的一般原则	(114)
§ 3-5 高速气流在管道内的运动	(115)
一、管道内可压缩气体的一维流动	(115)
二、各参数随马赫数 M 变化的基本关系	(117)
三、高压容器中气体的等熵出流	(119)
四、高速气流扩张时的压力变化	(122)
§ 3-6 排空消声器	(128)
一、排空消声器设计原理	(128)
二、排空消声器设计计算步骤	(130)
三、设计计算实例	(133)
四、排空消声器的消声效果	(136)

第四篇 隔声、隔振与减振 (139)

第一章 空气声的隔离 (141)

§ 1-1 单层墙的隔声性能	(141)
一、声波正入射时的隔声量	(141)
二、声波无规入射时的隔声量	(143)
三、薄板中的弯曲波	(144)
四、吻合效应	(146)
五、考虑弯曲波影响时的隔声量	(147)
§ 1-2 单层墙隔声性能的现场测量与评价	(150)
一、测量墙板隔声量的基本方法	(151)
二、试件尺寸对隔声量测量的影响	(152)
三、声场对隔声测量的影响	(153)
四、隔声性能的单值评价	(155)
五、隔声曲线与噪声源频谱的规范化	(157)
§ 1-3 双层墙与复合墙的隔声性能	(160)
一、理想双层墙的隔声量	(161)
二、声桥对隔声性能的影响	(165)
三、复合墙的隔声性能	(167)
§ 1-4 门和窗的隔声性能	(171)
一、有门窗墙板的有效隔声量	(171)
二、门的隔声量	(172)
三、窗的隔声量	(174)
§ 1-5 壳体的隔声性能	(175)
一、壳体隔声结构的特殊性	(175)
二、管道的隔声性能	(176)
三、隔声罩的设计	(178)

第二章 结构声的隔离 (183)

§ 2-1 结构声的产生和传播	(183)
一、结构声的基本性质	(183)
二、界面条件与波型转换	(185)

三、特性力阻抗与策动力阻抗	(186)
四、截面突变处的传声损失	(187)
五、构件转弯处的传声损失	(189)
六、横向集中力产生的弯曲波	(191)
§ 2-2 楼板撞击声的特性	(193)
一、撞击力的频谱	(194)
二、楼板撞击声的声功率级	(196)
三、标准撞击机产生的声压级	(197)
§ 2-3 楼板撞击声的控制	(198)
一、楼板隔离撞击声的标准	(199)
二、弹性面层对降低撞击声的作用	(200)
三、浮筑楼板的隔声	(201)
四、吊平顶的隔声	(203)
§ 2-4 隔离结构声的一些技术问题	(204)
一、浮筑楼板的实用设计	(204)
二、控制结构传声的实用设计	(206)
三、基础对于结构声的隔离措施	(207)

第三章 振动控制 (209)

§ 3-1 振动容许标准	(209)
一、振动的测量	(209)
二、振动对人体的影响	(211)
三、振动容许标准	(212)
§ 3-2 隔振系统的基本特性	(214)
一、积极隔振系统	(215)
二、消极隔振系统	(217)
三、瞬态振动的隔离	(218)
四、复合隔振系统	(219)
§ 3-3 隔振器的实用设计	(221)
一、钢弹簧隔振器	(221)
二、橡胶隔振器	(224)
三、隔振垫	(227)
四、复合隔振器	(229)
§ 3-4 减振结构的特性	(231)
一、自由阻尼层结构	(231)
二、约束阻尼层结构	(234)
三、动力吸振器	(236)
§ 3-5 阻尼材料	(237)
一、阻尼的量度	(238)
二、阻尼材料的种类和组成	(238)
三、阻尼作用机制	(239)

主要参考书 (244)

第三篇 消 声 器

消声器是一种能阻碍声音传播而容许气流顺利通过的设备。在管道中装置各种类型消声器是降低沿管道传播的噪声的有效措施。

消声器的种类很多，根据消声原理的不同，大致可分为三大类型：**阻性消声器**、**抗性消声器**和**排空消声器**。

阻性消声器的消声原理是利用装置在管道内的吸声材料或吸声结构的吸声作用，使沿管道传播的噪声不断地被吸收，从而达到消声的目的。在声电类比中，吸声材料或吸声结构的作用相当于交流电路中的电阻。这种消声器的特点是能在较宽的中高频范围内消声。

抗性消声器的消声原理是利用管道中声学性能突变处的声反射作用，例如管道截面突然扩张（或收缩）或旁接共振回路等，沿管道传播的一部分噪声在突变处向声源反射回去而不通过消声器，从而达到消声的目的。抗性消声器并不直接吸收声能，在声电类比中，它的作用相当于交流电路中的 LC 滤波器。抗性消声器的特点是能在低中频范围内有选择地消声。在输送液体的管道中，也可以采用这种消声器控制沿管道传播的噪声。

排空消声器的消声原理在于控制或改变气体动力性噪声源的发声特性，使噪声源辐射可听声的声功率降低，从而达到消声的目的。与阻性、抗性消声器比较，排空消声器的特点是在声源处消声而不是在噪声传播途径中消声。

实际应用的消声器往往根据需要采用综合性的复合结构。例如阻抗复合消声器就是综合阻性和抗性两种消声器的特点制成的，它在很宽的频率范围内都具有良好的消声性能。又如排空消声器出口端再连接阻性消声器，可以提高整个复合结构的消声效果。

消声器的设计，要统筹兼顾下列三个方面的基本要求：

(1) 消声器的消声性能

消声器能有效消声的频率有一定的范围。消声性能良好的消声器要求具有足够宽的消声频率范围，并且在所需要的消声频率范围内具有足够高的消声效果。

消声效果通常用插入损失或传声损失来评价。

插入损失是装置消声器前后，自噪声源向外辐射噪声的声功率级之差。如果装置消声器前后，声场分布情况近似保持不变，那么插入损失是在给定测点处，装置消声器前后声压级之差。严格地说，插入损失只能反映整个系统（包括消声器、管道及噪声源）在装置消声器前后声学性能的变化，并不能直接反映消声器本身的消声性能。换句话说，插入损失不是消声器单独具有的属性。不过，由于插入损失比较容易测量，并且能反映装置消声器后的综合消声效果，因此在现场测量中广泛采用。

传声损失是向消声器入射的声能与自消声器透射出的声能相对比较，入射声与透射声声

功率级之差^{*}。如果消声器进口端与出口端截面面积相同，并且可以近似假定声压沿截面均匀分布，那么传声损失也就是入射声与透射声声压级之差。传声损失严格地是消声器单独具有的属性，与管道系统及噪声源无关。值得指出，在噪声控制中通常用A声级来评价噪声，由于消声器的传声损失一般与声波频率密切相关，因此入射声与透射声A声级之差是与噪声源频谱有关，并不是消声器单独具有的属性。

(2) 消声器的气体动力性能

消声器的气体动力性能也是评价消声器优劣的一个重要指标。对于阻性和抗性消声器，装置消声器后所增加的气流阻力要尽可能低，并应保证不致明显影响消声器的消声性能。

气体动力性能通常用压力损失来衡量。消声器的压力损失是进口端与出口端气流的全压之差。如果进口端与出口端截面面积相同，并且可以近似假定流速沿截面分布的流场相同，那么压力损失也就是进口端与出口端气流的静压之差。在现场测量时，往往不作压力损失测量而以装置消声器后功率损耗的增加来衡量气体动力性能。

对于排空消声器，一般可以不考虑压力损失，主要应考虑消声器是否能保证所需要的排放流量。

(3) 消声器的机械性能

消声器要求具有一定的强度、刚度以及较长的使用寿命。此外，还要求结构紧凑，重量轻，便于加工、安装，成本低等。

以上三个方面的要求是相互联系，相互制约的，根据具体情况可以有所侧重但不能偏废。假使片面强调其中一个方面而忽视了其他方面，会在实践中遭到失败。例如一个通风设备的消声器，如果为了追求高指标消声量而采用迂回曲折的通道，会使气流阻力损失过大，以至供风不足，甚至会使消声器实际难以使用。又如一个阻性消声器的吸声材料，如果采用低容重的超细玻璃棉，消声性能可以有所改善但稳定可靠性将变差，使用一段时间后，它可能受到高速气流侵蚀而消失，因此是不符合实际使用要求的。

为了减少消声器设计工作中的盲目性，必须对消声器的消声性能、气体动力性能及机械性能等方面作较深入的调查研究，掌握它们的规律，对具体问题作具体分析。本篇内我们将分别对阻性消声器、抗性消声器和排空消声器等作较全面的论述。

^{*}在不同资料中，传声损失的名称往往不同，例如称为传递损失、穿透损失、传输损失等。本书内根据《声学名词和术语》叫做传声损失。在声传播理论中，传声损失往往包括由于面积增大而使声压降低所产生的“发散损失”。在噪声控制中，“发散损失”作为自然衰减的一部分，一般并不包括在消声器消声性能内。参照隔声理论中“传声损失”的定义，消声器的“传声损失”根据入射声与透射声声功率级之差下定义，与隔声理论中的隔声量相类似，如果不另加说明，消声器的“消声量”指的就是传声损失。

第一章 阻性消声器

阻性消声器的基本结构是在内部装置吸声材料层或共振吸声结构的管道，这种管道简称**消声管道**。对于小口径消声管道，吸声结构一般直接装置在管道内壁上，对于大口径消声管道，吸声结构按一定的方式装置在管道中部，从而把管内通道分割成并联的若干较小通道，阻性消声器的消声性能主要由消声管道的几何尺寸以及内壁的声学特性所决定。

消声器内存在的气流对消声器的性能有不可忽视的影响。气流会改变声在消声管道内传播的规律，还会在消声器内激发“再生噪声”而成为新的噪声源。当气流速度提高时，不但会由于阻力损失增大使消声器的气体动力性能变坏，而且也会对它的消声性能起不良影响。

本章内将对消声管道内声传播规律以及气流产生的影响作较系统的理论分析，在此基础上，对阻性消声器的设计及其有关的技术问题作较深入讨论。为了方便起见，设管道内的传声媒质为空气。实际上所得结论不难推广至管道内为其他气体媒质时的情况。

§ 1-1 消声管道中声传播的近似分析

消声管道的内壁为吸声壁面，当声在消声管道内传播时，由于声能不断地被管道内壁所吸收，声波的声压或声强将随距离而衰减。下面，我们从能量观点，对声传播的衰减规律作近似分析，从而得出阻性消声器消声量的实用计算公式，暂不考虑气流的影响。

一、平面波假定和一维理论

对于刚性壁管道，当声波频率低于截止频率时，声在管道中只能以平面波形式传播（参见第一篇§3-5）。这时，不论管道截面的形状如何，在同一截面上的声压或声强各处相同。

对于非刚性壁管道，当声波波长远大于截面几何尺寸时（即在低频时），作为粗略近似，仍可认为在同一截面上的声压或声强各处相同，即假定管道内传播的声波仍为平面波。根据这种假定对管道中声传播所作的近似分析叫做**一维理论**，或**平面波理论**。

如图3-1-1所示，我们分析长度为 Δx 的一段消声管道内的声能变化情况。设管道内有效通道截面积为 S ，在 x_0 处的声强为 I_0 ，单位时间内进入这段管道的声能为 SI_0 。声传播了 Δx 距离后，则在 $(x_0 + \Delta x)$ 处，由于部分声能被吸声壁面所吸收，声强降低为 I_1 ，单位时间内从这段管道离开的声能为 SI_1 ，因此单位时间内在这段管道中被吸收的声能 E 为

$$E = SI_0 - SI_1 = -S\Delta I. \quad (1)$$

很明显，声强增量 $\Delta I = I_1 - I_0$ 实际上是个负值，它与管道截面几何尺寸以及壁面声学特性有关。下面，我们来

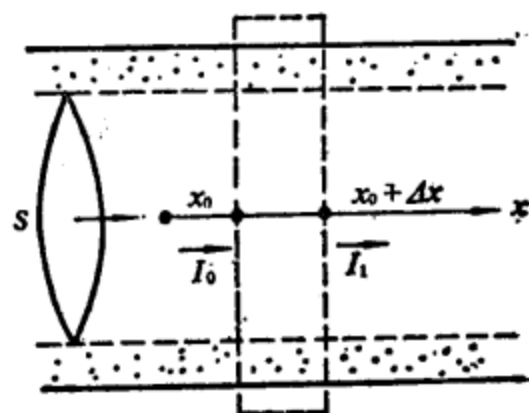


图 3-1-1 声能变化关系

找出它们之间的联系。

考虑壁面附近空气质点的振动。我们知道，对于刚性壁面，空气质点不能自由进出，因此法向振动速度 V_n 为零，而壁面的法向声阻抗率 Z_s 为无限大。反之，对于非刚性的吸声壁面，空气质点可以进出，因此 V_n 一般不是零，而 Z_s 相应不是无限大。记壁面上的声压为 p ，可得

$$V_n = \frac{p}{Z_s}. \quad (2)$$

在单位吸声壁面面积上，单位时间内被吸收的声能为

$$Re(pV_n) = p^2 Re\left(\frac{1}{Z_s}\right) = p^2 G_s. \quad (3)$$

式中 G_s 为 Z_s 倒数的实部，即为壁面的法向声导率。

设管道截面周界长度为 F ，在长度为 Δx 的一段管道内，吸声壁面面积为 $F\Delta x$ ，因此单位时间在这段管道中被吸收的声能 E 也可记为

$$E = p^2 G_s F \Delta x. \quad (1b)$$

由此可得

$$-S\Delta I = p^2 G_s F \Delta x. \quad (4a)$$

由于声强 $I = P^2/\rho_0 c_0$ ，代入上式并取极限，得

$$\frac{dI}{dx} = -\frac{\rho_0 c_0 G_s F}{S} I = -\frac{g_s F}{S} I. \quad (4b)$$

式中 $g_s = \rho_0 c_0 G_s$ 为相对声导率。上式的解为

$$I = I_0 \exp\left[-\frac{g_s F}{S}(x - x_0)\right]. \quad (5)$$

式中 I_0 即为 $x = x_0$ 处的声强，由上可知，在消声管道中，声强以指数规律随距离衰减。当声波传播距离为 l 时，声强衰减为

$$I_l = I_0 \exp\left(-\frac{g_s Fl}{S}\right). \quad (6)$$

以分贝为单位时，衰减量 $D = 10 \lg\left(\frac{I_0}{I_l}\right)$ 可写成下面的形式

$$D = A \frac{Fl}{S}. \quad (7)$$

式中系数 A 可叫做消声系数，由吸声壁面的法向声导率决定，可得

$$A = 4.34 g_s. \quad (8a)$$

壁面的法向声阻抗率 Z_s 可用相对声阻率 r 和相对声抗率 x 记成下面的形式（参见第二篇 § 2-2）

$$Z_s = \rho_0 c_0 (r + jx), \quad (9)$$

式 (8a) 可相应改写为

$$A = 4.34 \left(\frac{r}{r^2 + x^2} \right). \quad (8b)$$

式 (7) 对于阻性消声器的实用设计有重要的价值，它可以粗略地估计出声在消声管道中传播的衰减量，即消声量，并且可以指导提高阻性消声器消声效果的途径。

由式(7)可以看出,阻性消声器的消声量 D 与消声管道有效长度 l 成正比,与截面面积 S 成反比而与截面周界长度 F 成正比,因此,要提高消声量就得增加消声管道有效长度或缩小通道截面面积。当截面面积一定时,选择适当的截面形状使周界长度增大,也可以达到提高消声量的目的。对于一些常用截面形状,截面面积 S 与周界长度 F 的比值列在表3-1-1内。

常用截面 S/F 比值 表 3-1-1

截面形状	特征尺寸	面积 S	周长 F	比值 S/F
圆形	半径 a	πa^2	$2\pi a$	$a/2$
方形	边长 d	d^2	$4d$	$d/4$
扁矩形	半宽度 h	$2hL$	$\sim 2L$	$\sim h$

在实用设计中,对于截面面积较大的消声管道,往往把通道分割成若干方形或扁矩形的通道,这样可以增大截面周界的总长度而提高消声量。

提高消声量的另一途径是增大消声系数 A 。由式(8)可以看出,消声系数决定于吸声壁面的声学特性,而与消声通道的几何尺寸无关。如何选择适当的吸声材料和吸声结构,使得在所需频率范围内都有较大的消声系数,这在阻性消声器设计中是非常重要的课题。

二、消声系数与吸声系数的相关性

在一维理论中,决定消声系数的声学量是壁面的法向声导率 G_s ,它与正入射时的吸声系数 α 密切相关但并不存在一对一的对应关系。考虑到在实际应用中,吸声系数 α^* 是比较容易测定的量,并且有较丰富的实验数据,因此,在一定条件下,把消声系数 A 改用吸声系数 α 来表达,是很有利的。

吸声系数用相对声阻抗率来表达时(参见第二篇§1-2)为

$$\alpha = \frac{4r}{(1+r)^2 + x^2}, \quad (10)$$

相对声导率为

$$g_s = \rho_0 c_0 G_s = \frac{r}{r^2 + x^2}. \quad (11)$$

对于常用的吸声材料层和共振吸声结构, g_s 小于1。设吸声壁面的法向声阻抗率是个纯阻,即设相对声抗率 x 为零,由式(10)和式(11)可以导出

$$g_s = \frac{1 - \sqrt{1 - \alpha}}{1 + \sqrt{1 - \alpha}}, \quad (12)$$

由此得消声系数 A 近似可由下式求出

$$A = 4.34 \frac{1 - \sqrt{1 - \alpha}}{1 + \sqrt{1 - \alpha}}. \quad (13)$$

值得指出,当相对声抗率 x 为大值时,吸声系数 α 为小值,式(13)也是近似适用的。当 x 取中间数值时,由式(13)所得的结果也有一定的精度。因此可以认为式(13)是相当优越的近似表达式。

*下面如果不另加说明,吸声系数 α 指的是正入射时的吸声系数。

消声系数 A 随吸声系数 α 变化的近似值列在表 3-1-2 内。可以看出, 当吸声系数 α 为小值时, 消声系数 A 近似与 α 相等。当 α 增大时, A 值迅速增大。例如当 $\alpha=0.6$ 时, A 值接近于 1; 当 α 趋近于 1 时, A 值趋近于 4.34。因此, 提高衬贴材料的吸声系数, 可以有效地提高消声管道的消声量 D 。

消声系数 A 与吸声系数 α 的近似关系 表 3-1-2

α	A	α	A
0.05	0.05	0.55	0.86
0.10	0.11	0.60	0.98
0.15	0.17	0.65	1.11
0.20	0.24	0.70	1.27
0.25	0.31	0.75	1.45
0.30	0.39	0.80	1.66
0.35	0.47	0.85	1.92
0.40	0.55	0.90	2.25
0.45	0.64	0.95	2.75
0.50	0.75	1.00	4.34

三、一维理论的适用条件

阻性消声器的消声量计算公式 (7) 是根据能量关系导出的, 在推导过程中, 对消声管道截面的几何形状并未加以限制, 这就是说, 式 (7) 实际上对于任何截面形状的管道都可以适用。不但如此, 当消声管道内的通道并不平直时, 式 (7) 仍可以适用。

在一般情况, 消声管道的通道截面面积及壁面上的声学特性可能随管道轴向距离变化。这时, 我们可以把它看成许多段长度为 Δx 的消声管道所组成, 只要相邻两小段管道间的几何特性和声学特性没有明显的突变, 在交界截面上的反射声波可以忽略不计, 在极限情况可得

$$D = 4.34 \int_0^l \frac{g \cdot F}{S} dl. \quad (14)$$

式中 S 应看成为与管轴垂直的截面面积, 而 F 应看成为截面上作过声学处理部分的周长。 S 、 F 以及 g , 一般都可以是轴向距离的函数。式 (14) 是一维理论中最普遍的关系式, 而式 (7) 是它的特例。

实践表明, 由上述一维理论所得公式计算阻性消声器的消声量时, 往往高于实际所能达到的消声量, 并且消声量越大, 理论值与实测值的偏差也越显著, 这表明一维理论具有较大的局限性, 在实际应用时应予注意。

首先, 一维理论引入了平面波假定, 认为在同一截面上的声压或声强各处相同, 但实际上并不是这样。可以想象得到, 声在消声管道中传播时, 先是壁面附近的声波被吸声壁面所吸收, 再由通道中部的声波扩散过来予以补充, 然后再被吸收。这样, 吸收—补充—再吸收, 反复进行, 使声波不断被吸收, 如果壁面吸收非常厉害, 以致声波不能及时补充, 声压或声强就不能在截面上保持均匀分布, 这时声波将集中在通道中部沿轴向传播, 壁面的吸声作用不能充分发挥, 因此由式 (8) 或式 (13) 计算的消声系数偏高。可见, 一维理论对于吸声系数 α 较大的情况是不适用的。与此类似, 如果通道较宽, 或声波频率较高, 传播时的方向性较强, 那么也会发生声波集中在通道中部而被“溜走”的现象, 使消声管道的消声量明显降低。这种现象通常叫做高频失效。

其次，在实际情况中存在许多其他因素的干扰，例如气流的再生噪声、管壁的结构噪声、环境噪声等都会影响现场测量结果。消声器消声量的理论值尽管很高，但实际上由于这些客观因素的限制，往往达不到预期结果，这也是理论值与实测值间会产生明显偏差的重要原因。这些问题将在以后再讨论。

由上可知，应用一维理论估计阻性消声器消声量时要适当留有余地。根据实际经验，由式(13)估算消声系数 A 时要慎重些，不宜采用大于 1~1.5 范围的数值。具体地说，当吸声系数 α 不大于 0.6 时，可以根据表 3-1-2 求出相应的 A 值；当吸声系数 α 大于 0.6 时，表 3-1-2 中的 A 值将偏高，例如 α 大于 0.8 时， A 值将超过 1.5，这时 A 值仍应采用 1~1.5 范围内的数值，这样才能获得与实际情况较接近的估计值。

吸声系数 α 较大时的消声系数 A 表 3-1-3

α	A	
	理 论 值	经 验 值
0.65	1.11	1.0~1.2
0.70	1.27	
0.75	1.45	
0.80	1.66	
0.85	1.92	1.3~1.5
0.90	2.25	
0.95	2.75	
1.00	4.34	

在实用设计中，推荐采用表 3-1-3 中所列的经验值。当消声器的总消声量较低时（例如低于 20 分贝）， A 值可取偏高数值。反之，当消声器的总消声量较高时， A 值应取偏低的数值。作为粗略估计，在消声器可以有效消声的频率范围内， A 值可取为 1。

值得指出，阻性消声器消声量的计算公式在不同资料中还有一些不同的形式*。大致可分成两类：一类是以正入射吸声系数 α 来表达消声系数，与式(13)相同，另一类是以无规入射吸声系数 $\bar{\alpha}$ 来表示消声系数，考虑到这类经验公式缺乏严格的理论基础，而当吸声系数不太大时实际计算结果与式(13)所得的结果差别并不大，因此，在本书内不予深入讨论。

[例 1] 一阻性消声器采用片状吸声材料把内部分割成若干扁矩形通道，这种消声器通常叫做片式消声器。设通道宽度为 20 厘米，吸声片的有效长度为 2 米，1000 赫时的吸声系数为 0.8，试估计消声器的消声量。

[解] 对于扁矩形通道，可得比值 Fl/S 为

$$\frac{Fl}{S} = \frac{l}{h} = \frac{2}{0.10} = 20.$$

自表 3-1-3 可知，与吸声系数为 0.8 相对应的消声系数 A 值应取为 1~1.2。

由式 (7) 得消声量 D 为

$$D = A \frac{Fl}{S} = 20 \sim 24 \text{ 分贝}.$$

[例 2] 一圆锥形消声管道，其进口端通道截面的直径为 d_1 ，出口端直径为 d_2 ，通道长度为 l ，壁面的吸声系数为 α ，试导出消声量 D 的计算公式。

*参见方丹群《空气动力性噪声与消声器》第三章，科学出版社，1978。

〔解〕 取坐标轴如右图。在 x 处截取一段管道元，其截面半径 r 为

$$r = d_1 + (d_2 - d_1) \frac{x}{l},$$

比值 $S/F = r/2$ 。

按题意可知，壁面的法向相对声导率 g_s 为给定，乘以 4.34 后即为消声系数 A ，由式 (14) 可得

$$\begin{aligned} D &= A \int_0^l \frac{2dx}{r} = A \int_0^l \frac{2l dt}{d_1 + (d_2 - d_1)t} \\ &= \frac{2Al}{d_2 - d_1} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right). \end{aligned} \quad (15)$$

消声系数 A 按照表 3-1-2 或表 3-1-3 由吸声系数 α 求出。

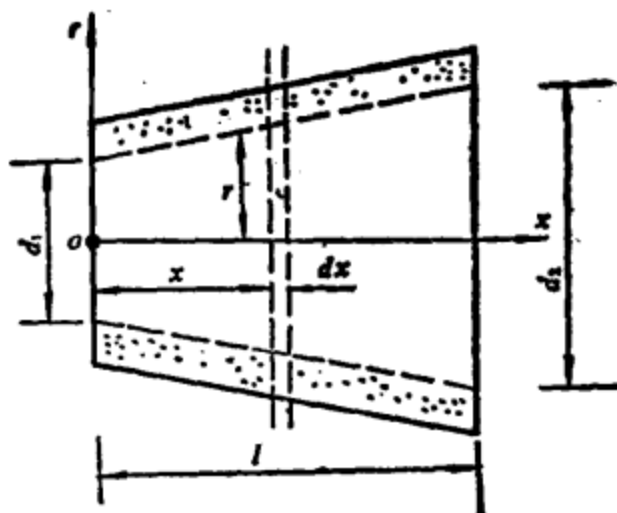


图 3-1-2 圆锥形消声通道

§ 1-2 扁矩形消声管道中声传播的精确理论

声在消声管道中传播时，直接根据波动方程和边界条件严格求解，可以得到精确的结果。在一般情况，声压或声强在通道截面上并非均匀分布，也就是说，声传播不但与管轴方向的纵向坐标有关，而且也与其垂直方向的横向坐标有关，这种精确理论通常叫做**二维理论**。

在给定边界条件下求解波动方程在理论分析上是完全成熟的，不过，在实际应用时仍需引入适当的简化假定，才能得出正确的结果。主要为：

(1) 局部反应假定

即设吸声壁面的声学特性可以用壁面的法向声阻抗率（或其倒数法向声导纳率）来描述，而对于给定的吸声材料层或共振吸声结构，法向声阻抗率只与声波频率有关，而与声波入射角无关（参见第二篇第二章）。

采用局部反应假定后，壁面上只要满足声压和法向振动速度（或振动声位移）连续的边界条件，对切向振动速度就可不予考虑。

对于常用的较密实的吸声材料层，局部反应假定是近似满足的。因为吸声层内的声速远小于空气中的声速，即使声波以不同角度入射，在吸声层内声波的传播方向总是近似在垂直方向。上节在一维理论中，我们实际上默认吸声壁面是满足局部反应假定的。

值得强调，对于稀疏的吸声材料层或由穿孔板和空腔组成的吸声结构并不满足局部反应的假定，这时必须考虑壁面上的切向振动速度，否则将得出不正确的结论（参见第三篇 § 1-5）。

(2) 线性化假定

即设波动方程和边界条件都满足线性化的条件，采用这假定后，才能运用迭加原理等常用的分析技巧。把实际传播的声波看成是一系列简正波的线性组合。

当声波声压级并不太高时，例如在 130 分贝以下，非线性现象一般可不予考虑。不过，在一些特殊情况，例如微穿孔板共振吸声结构，在声压级为 100 分贝以上时非线性效应就很显著（参见第二篇 § 1-3）；又如在声传播过程中，如果与喷注相互作用，也会产生非线性效应。当声波声压级很高时，声传播遵循非线性方程，不再适用迭加原理。

对于非线性波动方程或非线性边界条件，要获得声传播问题的精确解是非常困难的，在

本书内不拟作深入讨论。

(3) 稳态假定

即设噪声源发出噪声为一系列频率不同的谐波组合而成，并设各谐波成分相互间是不相关的，应按能量法则进行迭加。

对于脉冲声波，按傅里叶分析也可看成为一系列频率不同的谐波组合而成，如果我们限于讨论它在消声管道中声能的衰减，也可以采用连续波分析所得的结论。不过，脉冲声波各谐波成分相互间实际上是相关的，应按矢量法则进行迭加，因此如果我们要讨论它在消声管道中幅值的衰减规律，就不能套用上述结论。

下面，我们以扁矩形截面为例，讨论声在消声管道中传播的精确理论，为论述方便起见，本节内暂不考虑气流的影响。

一、二维理论基本关系式

在通道中面上，取 X 轴沿声传播方向， Z 轴沿声传播垂直方向，并取 Z 轴与通道中面相垂直，即与吸声壁面相垂直。通道的纵截面如图 3-1-3 所示。设通道的半宽度为 h ，吸声结构的表面在 $z = \pm h$ 处。在一般情况，可设通道深度方向（即 Y 轴方向）声波声压各处相同，但在宽度方向（即 Z 轴方向）分布并不均匀，也就是说，声压与 X, Z 两个坐标有关而与 Y 坐标无关。

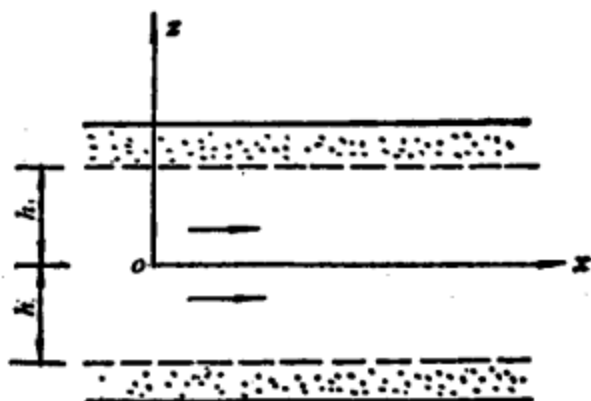


图 3-1-3 扁矩形消声通道（纵截面）

在稳态情况下，记时间因子为 $\exp(j\omega t)$ ，可得声压 p 应满足下面的波动方程（参见第一篇 §2-2）

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + k_0^2 p = 0 \quad (1)$$

式中 $k_0 = \frac{\omega}{c_0}$ 为空气中的波数*。对于沿 X 轴正向传播的声波，声压上下对称分布的解可以写成下面的形式

$$p = p_0 \cos\left(\frac{\chi \pi z}{h}\right) \exp(-jk_0 g X). \quad (2)$$

在这里，为了书写方便起见，已将时间因子省略。式 (2) 中 χ 为反映声压沿 Z 方向分布情况的参数，叫做分布参数， g 为反映声压沿 X 方向传播情况的参数，叫做传播参数。例如，在无衰减的情况， $\chi = 0$ ， $g = 1$ ，这就是在刚性壁管道传播的平面波。在一般情况， χ 和 g 都是复数，将式 (2) 代入式 (1)，可得 χ 和 g 间应满足下面的协调方程

$$g^2 = 1 - \frac{\chi^2}{\eta^2}, \quad (3)$$

式中参数 η 是通道宽度 $2h$ 与空气中波长 λ_0 的相对比值，即

$$\eta = \frac{2h}{\lambda_0}. \quad (4)$$

可以看出， η 是个无量纲量，它反映声波频率对传播特性的影响，叫做频率参数。

*不另加说明时， c_0 指的是无限空气媒质中的声速， k_0 是相应的波数。

根据运动方程

$$\rho_0 \frac{\partial V}{\partial t} = -\nabla p, \quad (5)$$

可得沿 Z 方向的质点振动速度 v_z 为

$$\begin{aligned} v_z &= \frac{-1}{j\rho_0\omega} \frac{\partial p}{\partial z} \\ &= \frac{p_0\eta\chi}{j\rho_0c_0} \sin\left(\frac{\chi\pi z}{h}\right) \exp(-jk_0g\chi). \end{aligned} \quad (6)$$

在吸声壁面表面, 即 $z = \pm h$ 处, 记相对声阻抗率 (即法向声阻抗率与空气特性阻抗 $\rho_0 c_0$ 的相对比值) 为 ζ , 可得

$$\chi \tan(\chi\pi) = \frac{j\eta}{\zeta}. \quad (7)$$

上式是决定传播参数 χ 值的特征方程。求出 χ 值后, 代入式 (3) 即可求出传播参数 g 值, 引入表达式

$$g = \tau - j\sigma, \quad (8)$$

式中, τ 和 $-\sigma$ 分别为 g 的实部与虚部。可以看出, $k_0\tau$ 表示管道中沿 X 方向传播声波的波数, $k_0\sigma$ 表示声波传播时的衰减系数。由于声波相速等于圆频率 ω 与波数 k 的相对比值, 可见 τ 值的大小反映管道中声速与自由空间中声速间的相对比值。当 $\tau > 1$ 时, 表示管道中声速降低; 反之, 当 $\tau < 1$ 时, 表示管道中声速增大。

当声波在管道中沿 X 方向传播 l 距离后, 以分贝为单位的声压衰减量为

$$D = 8.68(k_0\sigma l) = 8.68\pi\eta\sigma \frac{l}{h}. \quad (9)$$

与上节中式 (8) 相比较, 可知在二维理论中, 扁矩形消声管道的消声系数 A 由下式决定

$$A = 8.68\pi\eta\sigma. \quad (10)$$

因此, 只要求出传播参数的虚部 σ 就可以知道相应的消声系数 A 。

值得指出, 三角函数是多值函数, 对于给定的比值 η/ζ 时, 自特征方程式 (7) 求特征值 χ 时可以有无穷多个解, 这对应于沿管道传播的声波可以有各种不同的简正方式, 不同的简正波具有不同的相速度 (即 τ 值不同) 和不同的消声系数 (即 σ 值不同)。一般地说, 其中有一种简正波最接近于平面波, 即 $|\chi|$ 为最小值, 叫做**基本方式简正波**, 简称**基波**。**高次方式**的简正波简称**高次波**, 通常比基波具有更大的衰减系数, 沿管道传播时会更加迅速地衰减掉。因此, 从消声的角度考虑, 研究基波的衰减规律才具有现实的意义。下面, 如果不另加说明, 我们讨论所指的是基波的情况。

由上可知, 给定复参数 ζ/η 后, 由特征方程式 (7) 可以求出特征值 χ , 再由式 (3) 求出 g , 就可由式 (10) 求出 A 值。把吸声壁面表面相对声阻抗率 ζ 写成下面的形式

$$\zeta = |\zeta| e^{j\varphi}. \quad (11)$$

对于给定的 η 值, 在 ζ/η 复平面上可以画出一系列等 A 值曲线。作为典型例子, 对于 $\eta = 0.4$ 所得的等 A 值曲线图如图 3-1-4 所示*。例如, 给定 $|\zeta| = 2, \varphi = 0$, 在图上可以读出 $A = 2.2$ 。

*该图引自 U. Kurtze, «Untersuchungen an Kammerdämpfern», Acustica, 19, 1965. 图中符号作了改变。